

# 冷热电三联供燃气机热泵系统的烟损功率分析

方 箏, 杨 昭, 陈轶光

(天津大学 热能研究所, 天津 300072)

**摘 要:**从能量品位梯级利用的角度针对冷热电三联供燃气机热泵系统进行分析,提出了系统的烟损功率这一定义,并且分析了冷热电三联供燃气机热泵系统在不同冷凝温度,蒸发温度以及不同压缩机转速时系统的烟损功率,由此得出对冷热电三联供燃气机热泵系统设计有一定指导意义的结论;从能量品质的角度出发应该尽量选取热效率比较高的发动机;减少发电机的发电量,可以考虑直接用发动机带动水泵的方式;根据南北方地域的不同要综合考虑冷凝温度和蒸发温度对系统的影响;选用换热效果比较好的换热器,即尽可能地将有冷量烟及热量烟产生和利用换热器的烟损功率降至最低;不应当将发动机的转速定的过高,应该选择发动机的经济运转速度为好,高转速的燃气机热泵是不经济的。

**关 键 词:**冷热电三联供;燃气机热泵;烟损功率

中图分类号: TM611.3 文献标识码: A

## 符 号 说 明

$h_1$ —蒸发器出口工质焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h_2$ —翅片管换热器蒸进口工质焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h_3$ —翅片管换热器蒸出口工质焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h_4$ —蒸发器进口工质焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h_0$ —环境比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h'_1$ —供热工况蒸发器出口焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h'_2$ —供热工况板式换热器进口焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h'_3$ —供热工况板式换热器出口焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $h'_4$ —供热工况蒸发器入口焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $S_1$ —压缩机进口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S_2$ —压缩机出口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S_3$ —翅片管换热器工质出口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S_4$ —节流阀出口工质熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S'_1$ —供热工况压缩机进口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S'_2$ —供热工况冷凝器入口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S'_3$ —供热工况冷凝器出口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $S'_4$ —供热工况节流阀出口熵/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ;  
 $s_0$ —比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e_1$ —压缩机进口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e_2$ —翅片管换热器进口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;

$e_3$ —翅片管换热器出口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e_4$ —节流阀出口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e'_1$ —供热工况蒸发器出口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e'_2$ —供热工况冷凝器入口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e'_3$ —供热工况冷凝器出口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e'_4$ —供热工况蒸发器入口烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e_n$ —单位质量稳定物流烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e_{00}$ —系统制冷烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $e_Q$ —供热工况系统供热烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $E_p$ —传入压缩机的轴功烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $E_f$ —进入燃气机的天然气烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D_{\text{comp}}$ —压缩机烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D_{\text{cond}}$ —翅片管换热器烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D_{\text{thro}}$ —节流阀烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D_{\text{evap}}$ —蒸发器烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D_f$ —发电机的烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D_{\text{eng}}$ —燃气机的烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D'_{\text{cond}}$ —供热工况冷凝器烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $D'_{\text{evap}}$ —供热工况蒸发器烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $E_1$ —烟损/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $E_{\text{pay}}$ —支付或被消耗的烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $E_{\text{gain}}$ —收益或被利用的烟/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ;  
 $W_{\text{comp}}$ —压缩机烟损功率/W;  
 $W_{\text{cond}}$ —冷凝器烟损功率/W;  
 $W_{\text{thro}}$ —节流阀烟损功率/W;  
 $W_{\text{evap}}$ —蒸发器烟损功率/W;  
 $W'_{\text{cond}}$ —供热工况冷凝器烟损功率/W;  
 $W'_{\text{evap}}$ —供热工况蒸发器烟损功率/W;  
 $W_f$ —发电机烟损功率/W;  
 $W_{\text{eng}}$ —燃气机的烟损功率/W;  
 $W_1$ —烟损功率/W;  
 $Y_1$ —发电机的发电效率;  
 $y_1$ —燃气机的热效率;  
 $y_2$ —燃气机余热回收率;  
 $A_{\text{fan}}$ —风机的电流/A;  
 $A_{\text{brqg}}$ —水泵的电流/A;  
 $V_{\text{fan}}$ —风机的风量/ $\text{m}^3\cdot\text{min}^{-1}$ ;  
 $V_{\text{brqg}}$ —水泵的流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

收稿日期: 2008-04-14; 修订日期: 2008-09-12

作者简介: 方 箏(1979—),男,浙江衢州人,天津大学博士研究生

- $W_{\text{fan}}$ —风机的电功率/W;
- $W_{\text{pump}}$ —水泵的电功率/W;
- $W$ —系统所需电功率/W;
- $W_{\text{C,comp}}$ —传入压缩机的轴功率/W;
- $T_0$ —环境温度/K;
- $T_{\text{in}}$ —室内温度/K;
- $T_{\text{cir}}$ —制冷工况环境温度/K;
- $T'_{\text{cir}}$ —供热工况时的室外环境温度/K;
- $T'_{\text{in}}$ —供热工况时的室内环境温度/K;
- $Q_m$ —稳定流动系统的质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;
- $M_{\text{ref}}$ —制冷剂质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;
- $M'_{\text{ref}}$ —供热工况制冷剂流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;
- $M_{\text{gas}}$ —天然气的流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;
- $H_{\text{gas}}$ —天然气的高位发热值/ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

### 引 言

总能系统指的是为取得最好的能源利用总效果,除了提高单件设备和工艺的流程对能源的利用率外,根据工程热力学和系统工程的原理,综合研究,分析能源转换和能量利用的全过程,按照系统可能得到的能源供应和对各种形式,品位的能量的需求,从总体上合理安排好功和热利用;并使能量供需之间的品位优化匹配<sup>[1]</sup>。目前民用的天然气主要用于采暖和供应热水(低品位的低温热),这对清洁宝贵的天然气而言,是一种低效的能源利用方式。从能源的梯级利用观念出发,有必要开发以天然气为一次能源的总能系统,根据能量的品位梯级利用,提高能源利用率。冷热电三联供燃气机热泵系统由于可以同时提供末端用户冷量<sup>[2]</sup>,供热量以及系统本身运行附属部件(主要为水泵,冷凝风机)所需要的电能,无疑是属于上述定义的具有能量品位梯级利用,并且拥有较高的能源利用率的总能系统。提出的冷热电三联供燃气机热泵系统较之常规燃气热泵的基础上增加了自备电功能,使得系统只需要消耗天然气一种能源就可以独立运行,扩展了系统的运用场合。

本质上可以转化为有用功的能量称为有效能,又称之为 $e_n$ 。对于稳定流动系统,可用下式计算稳定物流焓 $e_n$ <sup>[3-4]</sup>:

$$e_n = h - h_0 - T_0(s - s_0) \tag{1}$$

对于一个系统,系统的 $e_n$ 平衡方程为:

输入系统的 $e_n$  = 输出系统的 $e_n$  +  $e_n$ 损失 + 系统 $e_n$ 的变化,而对于常见热工设备:

$$E_1 = E_{\text{pay}} - E_{\text{gain}} \tag{2}$$

从式(1)和式(2)可以看出,不管是 $e_n$ 还是 $e_n$ 损

都和稳定流动系统的质量流量有关系,对于系统的分析来说用户更看重单位时间内损失掉的有用能的多少,因此将系统的 $e_n$ 损乘上稳定流动系统的流量,便得到了 $e_n$ 损功率的定义:

$$W_1 = E_1 \times Q_m \tag{3}$$

基于式(1)、式(2)及式(3)的定义,针对新型的冷热电三联供燃气机热泵系统做出了有关的 $e_n$ 损功率分析。

## 1 冷热电三联供燃气机热泵系统的流程及运行参数

### 1.1 冷热电三联供燃气机热泵系统的流程

冷热电三联供燃气机热泵系统的制冷、供热流程如图1和图2所示,此系统与常规的燃气机热泵系统的区别在于配备了汽车直流发电机,燃气机的输出功率一部分用于驱动压缩机完成热泵系统的制冷、供热循环;同时也驱动了汽车直流发电机用于整个系统的附属直流设备(主要为翅片管换热器上的散热风机以及系统的冷却水循环的水泵),使得本系统只需要消耗天然气一种能源就可以独立运行,扩展了系统的运用场合。

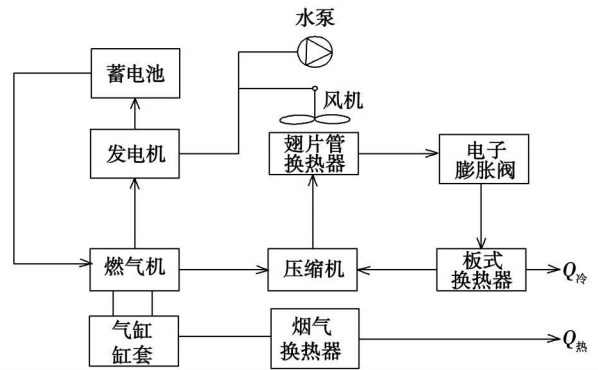


图1 冷热电三联供燃气机热泵制冷流程

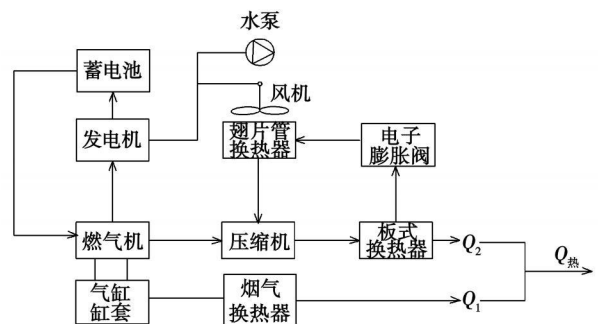


图2 冷热电三联供燃气机热泵供热流程

本系统制冷工况时燃气发动机驱动压缩机完成制冷循环, 为用户提供所需的冷量, 同时通过气缸缸套及烟气换热器可以回收燃气机的废热用于制取生活热水; 供热工况时热泵系统制取的热量与回收的发动机废热都用来供热, 因此可以保证冷热电三联供燃气机热泵系统的供热速度快, 供热量大以及供热稳定的优点。制冷, 供热工况下发电机输出的电能则用于冷凝风机及循环水泵的用能。如此本系统可以真正的做到总能系统要求的能量品位梯级利用及拥有较高的能源利用率。

冷热电三联供燃气机热泵系统的压焓( $h-p$ )如图 3 所示。

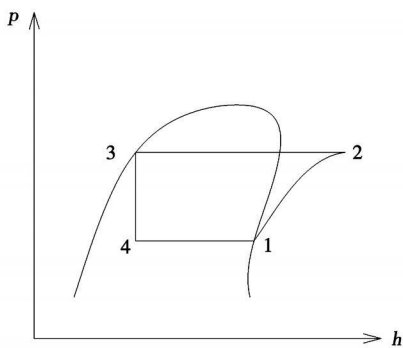


图 3 冷热电三联供燃气机热泵系统热泵循环  $h-p$  图

## 1.2 冷热电三联供燃气机热泵系统的运行参数

在计算分析中, 燃气机与压缩机的传动比为 1:1.5, 压缩机的转速为 950~2 950 r/min; 燃气机与发电机的传动比为 1:4, 发电机的发电量可由发电机控制器调整励磁电流来实现, 发电机的发电效率取 0.35; 燃气机的额定功率为 40 kW, 转速为 900~2 500 r/min; 制冷工质为 R134a; 发动机的余热回收率取为 0.65。

夏天制冷工况, 工质的蒸发温度  $-10 \sim 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , 冷凝温度  $40 \sim 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , 冷水供水温度为  $7 \text{ }^\circ\text{C}$ , 回水温度为  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ , 室外环境温度为  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ , 室内温度为  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , 制取生活热水温度为  $40 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 冬天供热工况, 工质的蒸发温度  $-10 \sim 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , 冷凝温度  $40 \sim 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , 供热的供水温度  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , 回水温度为  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , 室外环境温度为  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ , 室内温度为  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

由于发动机工作时的缸套水温度以及排烟温度比较稳定, 随发动机转速及输出功率的变化很小, 所以可以认为余热回收的焓损功率是不变的, 故本文不在此讨论有关余热换热器的焓损功率。

## 2 冷热电三联供燃气机热泵系统制冷/供热循环焓损功率分析

### 2.1 制冷循环

(1) 压缩机焓损功率  $W_{\text{comp}}$ :

$$D_{\text{comp}} = T_{\text{cir}} \times (S_2 - S_1) \quad (4)$$

$$W_{\text{comp}} = D_{\text{comp}} \times M_{\text{ref}} \quad (5)$$

(2) 冷凝器焓损功率:

制冷工况时, 冷凝器为翅片管换热器, 换热器内制冷剂在与冷却介质传热时产生焓损, 冷却介质的热量不加以利用, 制冷工质焓损的减少可看作全部焓损。

$$D_{\text{cond}} = e_2 - e_3 = (h_2 - h_3) - T_{\text{cir}} \times (S_2 - S_3) \quad (6)$$

$$W_{\text{cond}} = D_{\text{cond}} \times M_{\text{ref}} \quad (7)$$

(3) 节流阀焓损功率:

$$D_{\text{thro}} = e_3 - e_4 = T_{\text{cir}} \times (S_4 - S_3) \quad (8)$$

$$W_{\text{thro}} = D_{\text{thro}} \times M_{\text{ref}} \quad (9)$$

(4) 蒸发器焓损功率<sup>[5]</sup>:

$$D_{\text{evap}} = e_4 - e_1 - e_{Q0} = (h_4 - h_1) - T_{\text{cir}} \times (S_4 - S_1) - (T_{\text{cir}} - T_{\text{in}}) \times (h_1 - h_4) / T_{\text{in}} \quad (10)$$

$$W_{\text{evap}} = D_{\text{evap}} \times M_{\text{ref}} \quad (11)$$

(5) 发电机焓损功率:

根据发电机的焓平衡方程, 传入发电机的轴功  $W_{\text{轴}} =$  发电机转化的电功 + 发电机的焓损:

$$E_e = W + D_f \quad (12)$$

系统所需的电功率 = 风机电功率 + 水泵电功率, 风机以及水泵的电功率分别计算为:

$$W_{\text{fan}} = 24 \times A_{\text{fan}} = 24 \times \frac{20.8}{131.78^3} \times V_{\text{fan}}^3 \times 3 \quad (13)$$

$$W_{\text{beng}} = 24 \times A_{\text{beng}} = 24 \times \frac{62.5}{1.8^3} \times V_{\text{beng}}^3 \quad (14)$$

$$W = W_{\text{fan}} + W_{\text{beng}} \quad (15)$$

本系统的翅片管换热器共有 3 台风机, 风机的风量与电流的关系通过风机的性能参数拟合而得, 水泵的流量与电流的关系也由水泵的性能参数拟合而得。

传入发电机的轴功焓损计算为:

$$E_e = X \times E_p \quad (16)$$

式中:  $X$ —系统的电热比值,

$$X = \frac{\text{传入发电机的轴功率}}{\text{传入压缩机的轴功率}} = \frac{W / Y_1}{W_{\text{comp}}} \quad (17)$$

$$E_p = (E_f \times y_1) / (1 + X) \quad (17)$$

$$D_f = (1 - Y_1) \times \frac{E_f \times y_1}{1 + X} \times X \quad (18)$$

$$W_f = D_f \times M_{ref} \quad (19)$$

(6) 燃气机烟损功率:

燃气机的烟损计算为:

$$D_{eng} = E_f \times (1 - (1 - y_1) \times y_2 - y_1) \quad (20)$$

对于不同的燃料, 输入发动机的燃料烟损各不相同<sup>[6]</sup>:

$$\begin{cases} E_f = H_{solid} (\text{固体燃料}) \\ E_f = 0.975 \times H_{liquid} (\text{液体燃料}) \\ E_f = 0.95 \times H_{gas} (\text{气体燃料}) \end{cases}$$

由于本系统采用的是天然气, 所以采用下式计算输入发动机的燃料烟损:

$$E_f = 0.95 \times H_{gas} \quad (21)$$

$$W_{eng} = D_{eng} \times M_{gas} \quad (22)$$

### 2.2 供热循环

冷热电三联供燃气机热泵系统通过四通阀的切换来完成制冷与供热工况的切换, 因此在烟损功率的计算中除了冷凝器与蒸发器的略有不同之外, 其它部件的计算式均相同。

#### 2.2.1 冷凝器烟损功率

供热循环中的冷凝器为板式换热器, 此时冷凝器的烟损还包括循环水的烟损, 其计算式为:

$$D'_{cond} = e'_2 - e'_3 - e_Q = |(h'_2 - h'_3) - T'_{cir} \times (S'_2 - S'_3)| - |(T'_{in} - T'_{cir}) \times (h'_1 - h'_2) / T'_{in}| \quad (23)$$

$$W'_{cond} = D'_{cond} \times M'_{ref} \quad (24)$$

#### 2.2.2 蒸发器烟损功率

供热循环中的蒸发器为翅片管换热器, 此时蒸发器的烟损可以全部认为是制冷工质烟损的减少, 其计算式为:

$$D'_{evap} = e'_4 - e'_1 = (h'_4 - h'_1) - T'_{cir} \times (S'_4 - S'_1) \quad (25)$$

$$W'_{evap} = D'_{evap} \times M'_{ref} \quad (26)$$

## 3 计算结果及分析

### 3.1 冷凝温度对系统烟损功率的影响

计算分析的冷凝温度范围为 40 ~ 60 °C, 蒸发温度为 5 °C, 压缩机的转速维持在 1450 r/min。图 4 ~ 图 7 为制冷及供热工况下各部件的冷凝温度与烟损功率的关系。

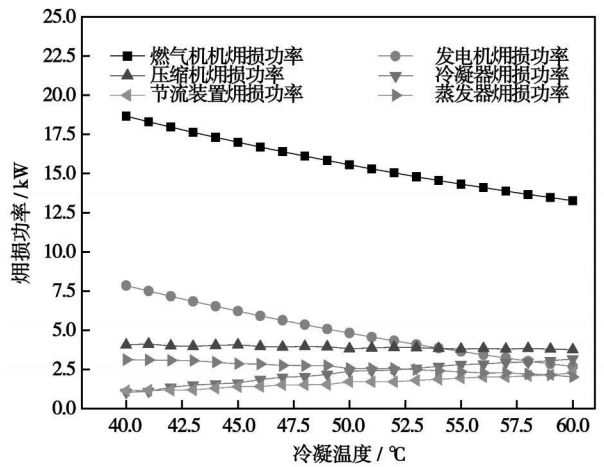


图 4 制冷工况热泵各部件的烟损功率

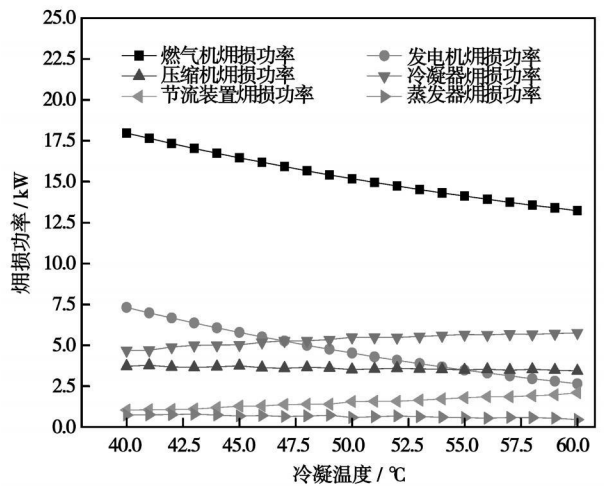


图 5 供热工况热泵各部件的烟损功率

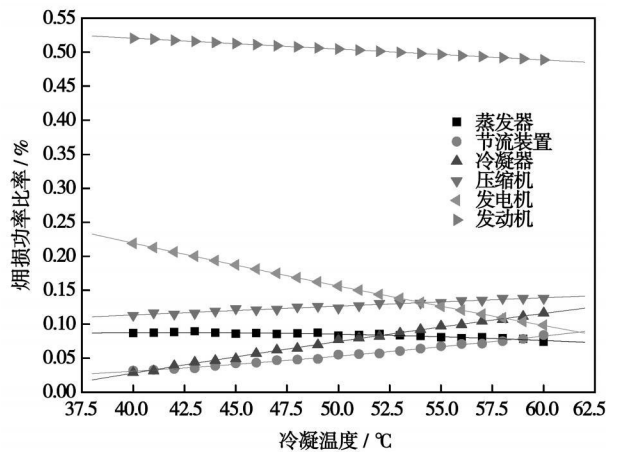


图 6 制冷工况热泵各部件烟损功率比率

比较制冷与供热工况下, 发动机与发电机的烟损功率都随冷凝温度的升高而减小。这是因为在制冷或供热工况下随着冷凝温度的升高, 热泵系统的工作状况恶化, 因此系统蒸发器的冷负荷也随之降

低, 相应的冷凝器的热负荷也随之减少, 与冷负荷相关的水泵的流量则会减小, 所以此时的风机和水泵的电机的用电量大大减少, 相应的传给发电机的轴功率也就大大减小, 而且传给发电机的轴功率的减小量要比因冷凝温度升高造成的压缩机所需的轴功率的增大量要大, 从而使得发动机总的输出功率是减少的, 因此所需的燃气量也减少, 所以制冷与供热工况下发动机与发电机的焓损功率随冷凝温度的升高都是减小的。

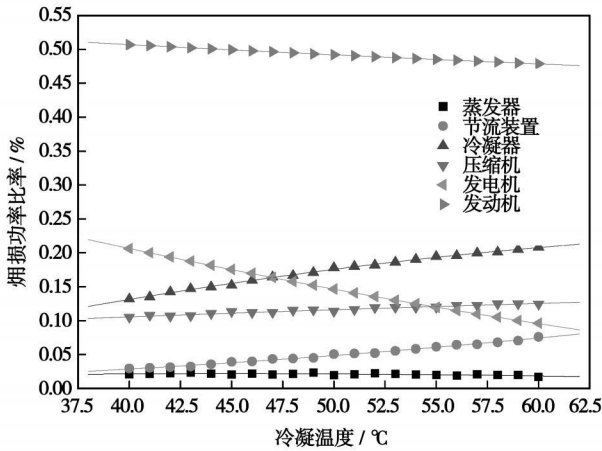


图 7 供热工况各部件焓损功率比率

系统各部件焓损功率比率与上述制冷, 供热工况下的各部件的焓损功率分析相一致: 发动机的焓损功率比率所占的份额最大, 并且发动机与发电机的焓损功率比率随着冷凝温度的升高是在逐渐下降; 冷凝器的焓损功率比率随着冷凝温度的升高而升高, 在供热工况时冷凝器的焓损功率比率明显升高; 压缩机与节流装置的焓损功率比率基本不受冷凝温度影响。

3.2 蒸发温度对系统焓损功率的影响

计算分析的蒸发温度范围为 -10 ~ 10 °C, 冷凝温度为 40 °C, 压缩机的转速维持在 1 450 r/min。图 8 ~ 图 11 为制冷及供热工况下各部件的蒸发温度与焓损功率的关系。

从图 8 与图 9 中可以看出, 系统压缩机的焓损功率在制冷或供热工况时都有较大程度的增大, 这说明蒸发温度对压缩机的焓损功率影响较大; 冷凝器的焓损功率在供热工况下明显要比制冷工况时的要大, 而且焓损功率的增率也要大的多; 节流装置的焓损功率则在两工况下基本相同, 说明蒸发温度对节流装置的影响很小; 对比两图蒸发器的焓损功率曲线, 制冷工况时的焓损功率线在蒸发温度为 2.5 °C 处有明显的拐点, 而供热工况时的焓损功率线则

没有拐点, 随着蒸发温度的升高而下降, 这是因为在制冷工况时, 根据式 (10) 可以知道在制冷时随着蒸发温度的升高, 蒸发器的焓损是减小的, 但是由于蒸发温度的提高, 使得系统的工作状况好转, 因此系统的单位时间内的制冷剂流量却是增大的, 因此在蒸发温度在 5 °C 之前系统制冷剂流量的增大量要比蒸发器焓损的减少量大, 所以整条曲线呈现的是先扬后坠的抛物线型; 供热工况时的蒸发器为翅片管换热器, 蒸发器的焓损即为工质侧的焓损, 蒸发器的焓损减少量要比系统制冷剂流量的增大量要大, 因此供热工况时的蒸发器焓损功率呈现的是递减曲线。

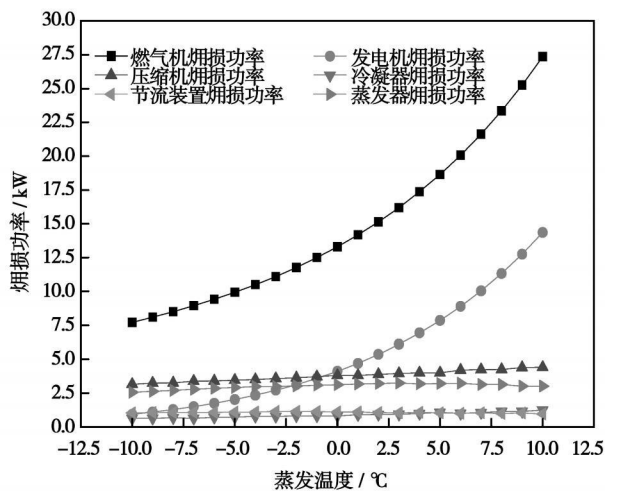


图 8 制冷工况热泵各部件的焓损功率

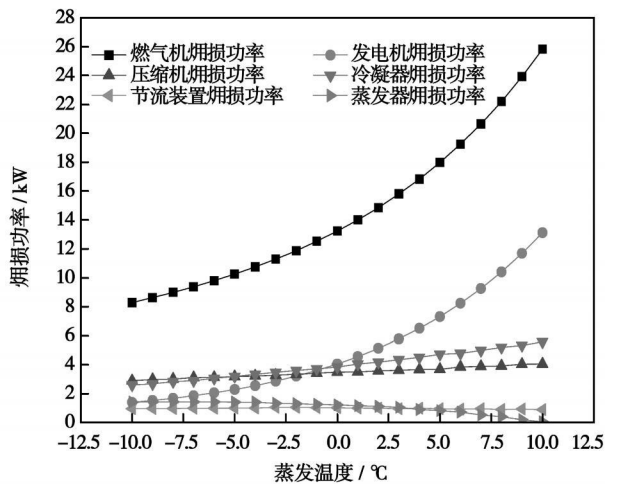


图 9 供热工况热泵各部件的焓损功率

从图 9 与图 11 可以看出制冷与供热工况下发动机与发电机的焓损功率都随蒸发温度的升高而增加。这是因为随着蒸发温度的升高, 系统的工作状况好转, 冷负荷增加, 此时冷凝风机以及水泵电机的

用电量也都大大增加,使得发电机的轴功率需求增大,随着冷负荷的增加压缩机所需的轴功率也相应增加,因此发动机所需的燃气量也大大增加,所以制冷与供热工况下发动机与发电机的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率都随蒸发温度的升高而增加。

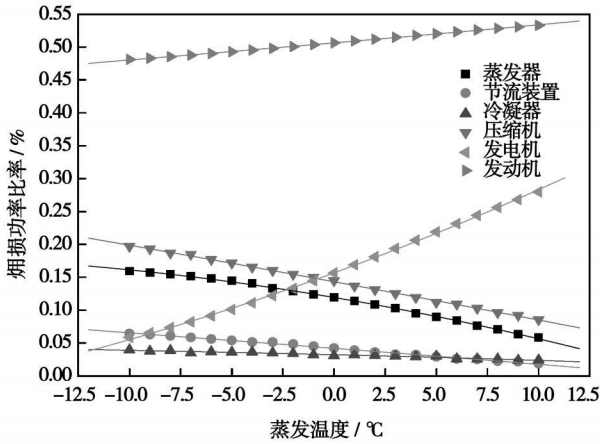


图 10 制冷工况各部件 $\eta_{\text{损}}$ 损功率比率

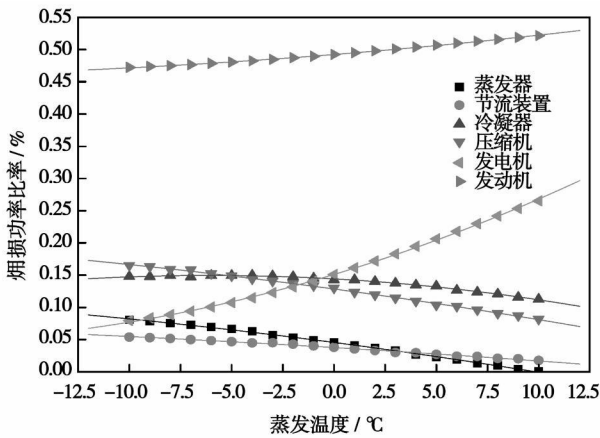


图 11 供热工况各部件 $\eta_{\text{损}}$ 损功率比率

从图 10 与图 11 可以发现发动机的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率比率变化比较平坦,相反 $\eta_{\text{损}}$ 损功率比率变化最大的是发电机,说明蒸发温度对发电机的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率的影响比较大;热泵系统的 4 大部件 $\eta_{\text{损}}$ 损功率比率随着蒸发温度的升高而降低。

### 3.3 压缩机转速(发动机转速)对系统 $\eta_{\text{损}}$ 损功率的影响

计算分析的压缩机转速范围为 950 ~ 2 950 r/min,冷凝温度为 40 °C,蒸发温度为 5 °C,图 12 ~ 图 15 为制冷及供热工况时各部件的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率与不同压缩机转速的关系。压缩机的转速是由发动机控制,因此图 12 ~ 图 15 实际也反应的是制冷及供热工况时各部件的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率与不同发动机转速的关系。

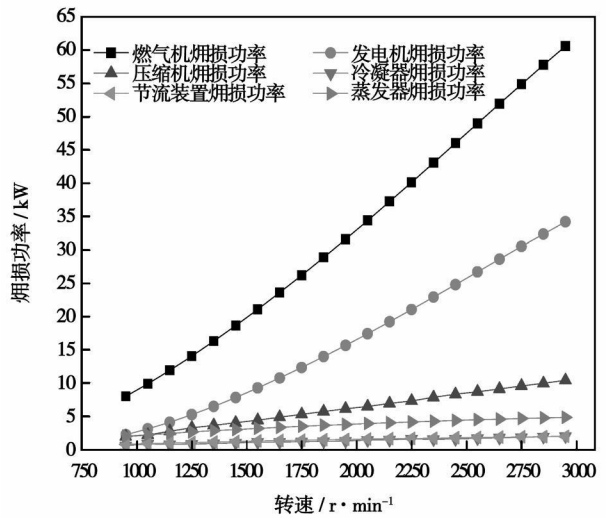


图 12 制冷工况热泵各部件的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率

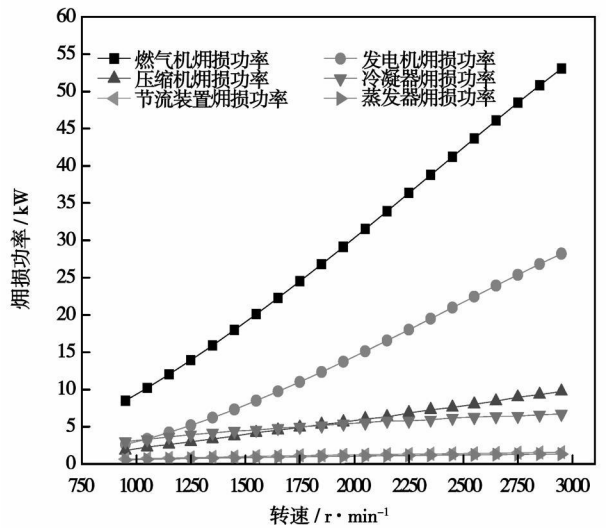


图 13 供热工况热泵各部件的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率

比较图 12 与图 13,由于系统的蒸发温度和冷凝温度相同,因此在相同的压缩机转速时压缩机的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率是相同的;冷凝器的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率在供热工况大,制冷工况小,这是因为在供热时冷凝器为板式换热器,在计算 $\eta_{\text{损}}$ 损功率时除了制冷剂侧的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率还将供热水的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率包括在内;节流装置在制冷与供热工况时的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率大致相同,差别不大;而在制冷工况时蒸发器的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率是比较大的,从式(9)可知在制冷工况时的蒸发器因为产生冷量 $\eta_{\text{损}}$ 损,因此在计算 $\eta_{\text{损}}$ 损功率时必须将进出蒸发器的冷水的 $\eta_{\text{损}}$ 损涵盖在内,因此在制冷工况时蒸发器的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率比较大。

从图 12 与图 13 还可以看出,发动机与发电机的 $\eta_{\text{损}}$ 损功率都随着转速的增加而增加,这是因为转

速的增加意味着燃气的进气量在增加, 导致了发动机和发电机的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率都在增加。

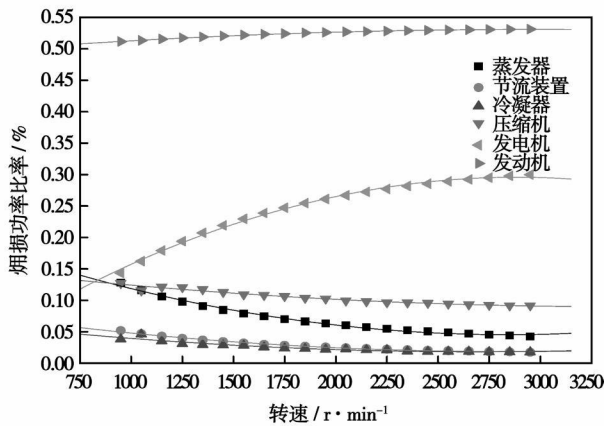


图 14 制冷工况各部件 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率比率

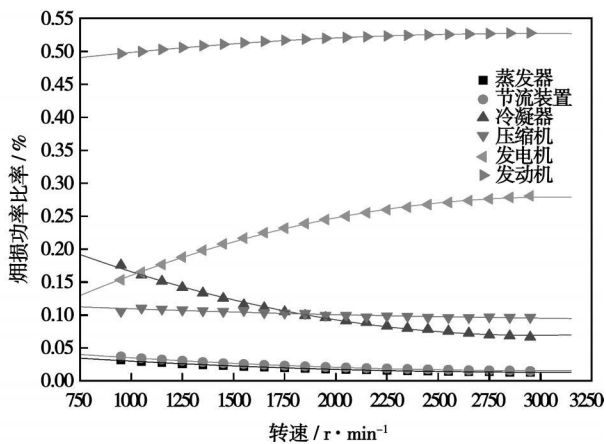


图 15 供热工况各部件 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率比率

比较图 14 与图 15, 可以发现蒸发器的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率比率曲线走向与上述分析的蒸发器的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率趋势是一致的, 供热工况的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率比率要比制冷工况的要大。

## 4 结 论

从以上的计算分析可以得出以下结论:

(1) 在空调工况或普通供暖工况下, 冷热电三联供燃气机热泵系统中的发动机与发电机的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率比率是最大的。因此在设计冷热电三联供燃气机热泵系统时, 从能量品质的角度出发应该尽量选取热效率比较高的发动机; 减少发电机的发电量, 因为直流发电机的发电效率比较低, 通常在 35% ~ 50% 之间, 因此在设计时可以考虑直接用发动机带动水泵的方式, 这样可以减少一次能量的转换带来的有效能的损失。

(2) 设计冷热电三联供燃气机热泵系统时, 根据南北方地域的不同要综合考虑冷凝温度对系统的影响。北方地区属于法定供热区域, 因此在设计的时候可以适当的将供热水的水温提高一些, 这样使得系统的冷凝温度也适当的提高, 从图 5 可以知道此时发动机和发电机的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率可以降低; 而在南方地区由于热泵系统的主要功能是供冷, 因此只有牺牲发动机和发电机的有效能来达到比较理想供冷 COP。

(3) 设计冷热电三联供燃气机热泵系统时, 需要考虑蒸发温度对系统的影响, 尤其是针对南方供冷为主的地区, 选取一设计冷凝温度后, 虽然蒸发器的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 随着蒸发温度的升高而减小, 但是考虑到系统的制冷剂流量也在不断的增加的原因, 实际上蒸发器的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率并不是一直在下降, 如图 8 所示应该有一个拐点, 因此可以选择在此拐点的附件寻找合适的设计蒸发温度, 本文选取的蒸发温度为 2.5 °C。若左偏离拐点太远会造成蒸发温度过低, 影响系统的 COP; 但若右偏离拐点太远则又达不到设计冷负荷的要求。

(4) 设计冷热电三联供燃气机热泵系统时, 应该选用换热效果比较好的换热器, 即想办法尽可能的将有冷量 $\dot{m}_{\text{损}}$ 及热量 $\dot{m}_{\text{损}}$ 产生和利用的换热器的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率降至最低。从上述的图中便可知, 所分析讨论的板式换热器的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率不论在制冷或者供热工况下都比较大, 有些工况下比压缩机的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率还大, 这是因为在板式换热器存在着双工质 $\dot{m}_{\text{损}}$ 损情况。

(5) 设计冷热电三联供燃气机热泵系统时, 不应当将发动机的转速定高, 应该选择发动机的经济运行速度为好。从图 12 ~ 图 13 中可见, 随着发动机转速的提高, 发动机与压缩机的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率都在攀升, 较之不同冷凝温度和不同蒸发温度下各工况时的发动机, 压缩机的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 功率要大很多, 因此高转速的燃气机热泵是不经济的。

## 参考文献:

- [1] 吴仲华. 能的梯级利用与燃气轮机总能系统[M]. 北京: 机械出版社, 1988
- [2] 杨 昭, 张世钢, 童春荣. 燃气机热电冷联供系统技术经济分析[J]. 热能动力工程, 2002, 17(5): 502-505.
- [3] 朱明善. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
- [4] 常世钧. 基于 $\dot{m}_{\text{损}}$ 分析的冷热源优化匹配方法及冷凝热回收技术研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2004.
- [5] 郭进军, 何雅玲, 陶文铨, 等. 空气源制冷/热泵系统的 $\dot{m}_{\text{损}}$ 分析[J]. 制冷与空调, 2002, 2(5): 17-22
- [6] 陶运灵, 金苏敏. 柴油机废气驱动的热管[J]. 南京工业大学学报, 2002, 24(3): 38-41.

(编辑 滨)

sponds with the case when the wake of the first-stage stationary blades is located in the middle of the second-stage stationary blade passage. **Key words:** axial clearance, clocking effect, directly-bowed stationary blade

对一种具有余热回收系统的 LNG 联合循环电站分析 = **An Analysis of LNG (Liquefied Natural Gas)-fired Combined Cycle Power Plants with a Waste Heat Recovery System** [刊, 汉] / SHI Xiao-jun, CHE De-fu, WANG Huan (National Key Laboratory on Multi-phase Flows in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 47 ~ 52

Presented was a waste heat recovery system, which fully recovers two kinds of low-temperature waste heat in a LNG (Liquefied Natural Gas)-fired combined cycle power plant, i. e. the latent heat of the exhaust steam from a steam turbine and the vapor latent heat of flue gases from a waste heat recovery boiler. A thermodynamic analysis shows that relative to a 240 MW conventional combined cycle power plant, the net electric efficiency and exergy one of the system in question can increase by 1.6% and 2.84% respectively. The fuel utilization rate can hit 62.88%. This means that a heat quantity of 86.27 kJ/s can be recovered from each kilogram of the flue gases. Hot water at a mass flow rate of about 46.1 kg/s, with a temperature of 167.45 °C and a pressure of 0.84 MPa, can be extracted from the outlet of a low-pressure economizer, which can be fed into a waste heat utilization sub-system. A cost-effectiveness analysis indicates that the payback period of the investment for the heat recovery system is 0.117 years. All these features attest to an extremely strong attractiveness inherent to newly-built LNG-fired combined cycle power plants and the retrofitting of the existing ones. **Key words:** combined cycle, waste heat recovery, LNG (Liquefied Natural Gas), thermodynamic analysis, cost-effectiveness analysis

冷热电三联供燃气机热泵系统的焓损功率分析 = **An Analysis of Exergy Loss Power for a Cooling-heating-power Cogeneration System** [刊, 汉] / FANG Zheng, YANG Zhao, CHEN Yi-guang (Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 53 ~ 59

From the viewpoint of energy grade stepped utilization, a gas-turbine-driven heat pump system based on a cooling-heating-power cogeneration was analyzed, and a definition of systematic exergy loss power, proposed. In addition, the exergy loss power of the system in question at various condensation temperatures, evaporation temperatures and compressor rotating speeds was also analyzed. Herefrom, the authors have come to the following conclusion, which can provide definite guidance for the design of the system mentioned earlier: from the perspective of energy grade, an engine with a relatively high thermal efficiency should be chosen as far as possible to reduce the power generation capacity of the generator, and an operating mode to directly drive the water pump by an engine can be considered. Depending on the location of the south or north regions, the influence of condensation and evaporation temperatures on the system should be comprehensively taken into account. A heat exchanger with a relatively good heat exchange effectiveness should be selected to minimize the exergy loss power of the heat exchanger which produces and utilizes cooling and heating exergy. The rotating speed of the engine should not be set at an excessively high value. It is better to select an engine with an economic rotating speed. A gas-turbine-driven heat pump with a high rotating speed is not cost-effective. **Key words:** cooling-heating-power cogeneration, gas-turbine driven heat pump, exergy loss power

IC 循环船用燃气轮机的可行性研究 = **Feasibility Study of an IC (Intercooled Cycle) Marine Gas Turbine** [刊, 汉] / WEN Xue-you, XIAO Dong-ming (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 60 ~ 64

The performance made available by the adoption of an intercooled cycle at different typical gas turbine cycle parameters